

Міністерство освіти і науки України

Національний університет водного господарства
та природокористування

Кафедра автомобілів та автомобільного господарства



02-03-95М

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

для виконання практичних робіт з навчальної дисципліни
«Газобалонне обладнання транспортних засобів»
для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня
за освітньо-професійною програмою
«Автомобільний транспорт»
спеціальності 274 «Автомобільний транспорт»
денної та заочної форм навчання

Рекомендовано науково-методичною
радою з якості ННМІ
Протокол №9 від 13 квітня 2021 р.

Рівне – 2021

Методичні вказівки схвалено на засіданні кафедри автомобілів та автомобільного господарства
Протокол від 09. 03. 2021 р. №7

В. о. завідувача кафедри автомобілів
та автомобільного господарства _____ (Пікула М.В.)

Керівник групи забезпечення спеціальності
274 «Автомобільний транспорт» _____ (Марчук М.М.)

Схвалено науково-методичною радою з якості ННМІ
Протокол №9 від 13 квітня 2021р.

Голова науково-методичної ради
з якості ННМІ _____ (Марчук М.М.)

© О. П. Рижий, В. М. Глінчук,
С. В. Морозюк, 2021
© НУВГП, 2021

ЗМІСТ

Практична робота № 1. Моделі газової апаратури для роботи на ЗНГ.....	4
Практична робота № 2. Розрахунок конструктивних елементів газової апаратури	12
Практична робота № 3. Розрахунок параметрів редукційних порожнин редуктора	17
Практична робота № 4. Визначення величини витрат газового пального...	21
Практична робота № 5. Розрахунок і випробування редукторів низького тиску.....	24
Практична робота № 6. Розрахунок параметрів карбюратора-змішувача і газового змішувача	26

Практична робота № 7. Визначення параметрів електромагнітної форсунки	30
Практична робота № 8. Засоби випробування і вимірювання газового пального	34
Практична робота № 9. Моделі газової системи паливоподачі КППГ.	37
Практична робота № 10. Розрахунок автомобільних газових балонів.	42
Додатки.	45
Література.	49

Практична робота № 1
Моделі газової апаратури для роботи на ЗНГ

Мета роботи: Провести аналіз моделей газової апаратури для роботи на ЗНГ.

Теоретичні відомості

Аналітичне дослідження газобалонної апаратури на різних стадіях її конструювання і експлуатації зводиться переважно до визначення видаткових характеристик, прохідних перетинів дозуючих елементів і клапанів, а також силових характеристик її редукуючої системи.

Принципова розрахункова схема газової апаратури автомобілів для роботи на ЗНГ приведена на рис. 1.1. Система харчування забезпечена дворівневим газовим редуктором 33, повідомленими через дозатор газу 17 з карбюратором-змішувачем 34. Газовий редуктор 33 містить першу сходинку 3 з розміщеним в ній випарником газу 35 і другу сходинку 4 з вивідним патрубком 14. Перша ступінь 3 забезпечена мембраною 36, навантаженої пружиною 7 і кінематично зв'язаної через двухплечий важіль 37 з клапаном 7, взаємодіє з соплом діаметром D_1 і перетином F_1 вхідного каналу 38.

Другий ступінь 4 містить запірний клапан 2, навантажений тарувальною пружиною 8 і кінематично зв'язаною через двухплечий важіль 10 і штовхач 11 з мембраною 9 другого ступеня 4.

Перший ступінь 3 через головний сполучний канал 12 сполучена з другим ступенем 4, через сполучний канал 13 системи ХХ з вихідним патрубком 14 і підмембранною порожниною 15 редуктора і через три керуючих сопла 6 з порожниною 39.

Карбюратор-змішувач 34 містить відповідно первинну 31 і вторинну 32 змішувальні камери з дросельними заслінками, газовий змішувач 28, забезпечений дифузорею 25 з соплами 27 діаметром D_c і перетином F_c і розміщений в порожнині 29 повітряного фільтра 16 з елементом, що фільтрує 26. Сопла 27 сполучені з вхідним жиклером 30 $F_{ж}$ первинної і вторинної камер карбюратора-змішувача.

Великі дифузори 41 первинної і вторинної камер перерізом відповідно $F_{д1}$ і $F_{д2}$ забезпечені технологічним кільцевим виточенням 42, яке може бути використана в якості дозуючої порожнини газу.

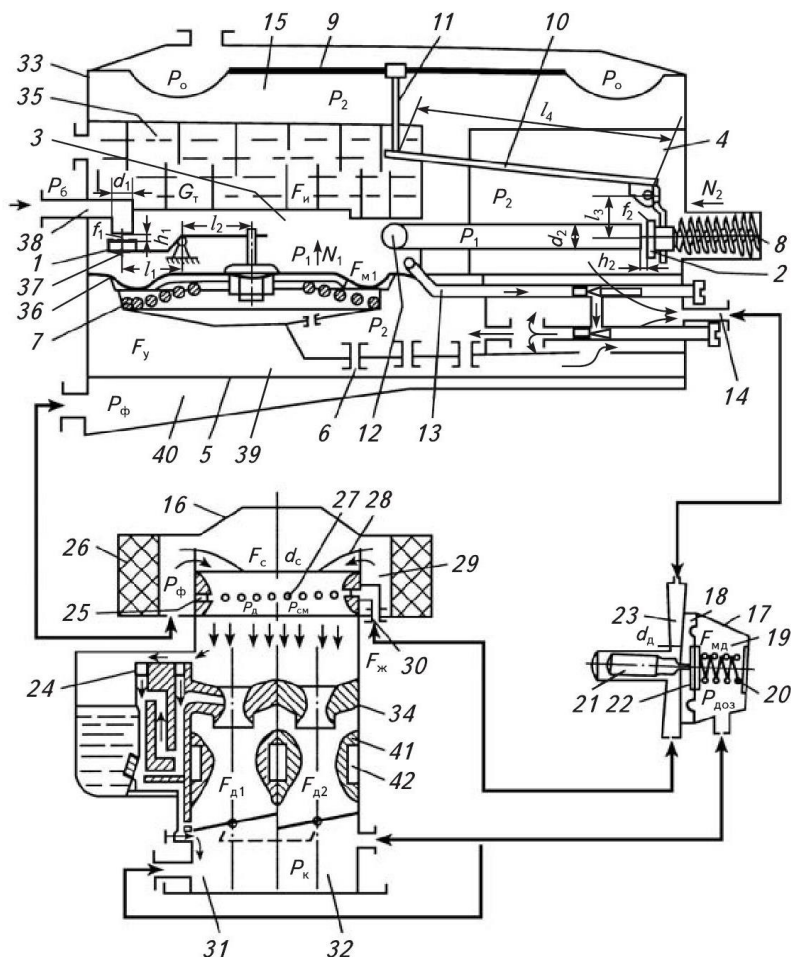


Рис. 1.1. Принципова розрахункова схема газової апаратури для роботи на ЗНГ

1 – клапан першого ступеня; 2 – клапан другого ступеня; 3 – перший ступінь; 4 – друга ступінь; 5 – чутлива мембрана; 6 – сопло; 7, 8 – пружина; 9 – мембрана; 10 – двоохплечий важіль; 11 – штовхач; 12 – з'єднувальний капав; 13 – з'єднувальний канал; 14 – вихідний патрубок; 15 – підмембранна порожнина; 16 – повітряний фільтр; 17 – дозатор газу; 18 – надмембранна порожнина; 19 – підмембранна

порожнина; 20 - пружина; 21 – плунжер; 22 – жорсткий центр; 23 – дозуючий канал; 24 – канал системи ХХ; 25 – дифузор; 26 – фільтруючий елемент; 27 – сопло; 28 – газовий змішувач; 29 – порожнина; 30 – вхідний жиклер; 31 – первинна камера; 32 – вторинна камера; 33 – газовий редуктор; 34 – карбюратор-змішувач; 35 – випарник газу; 36 – мембрана; 37 – двохплечий важіль; 38 – вхідний канал; 39 – порожнина; 40 – порожнина газового редуктора; 41 – великий дифузор; 42 – кільцева виточення

Дозатор газу 17 має мембрану площею $F_{м1}$ з жорстким центром 22, навантаженою пружиною 20 і розміщеною з утворенням надмембранної 18 і підмембранної 19 порожнин, кінематично зв'язаної з плунжером 21, що регулює прохідний перетин дозуючого каналу (f_d) 23. Порожнина 29 повітряного фільтра 16 сполучена з порожниною 40 газового редуктора 33, яка виключає вплив підвищеного його опору на витрату газу.

Вихідний тиск газового редуктора-випарника становить 20-30 Па. Пружина 8, що забезпечує його закриття, розрахована на тиск 0,15 МПа і гарантує необхідний ступінь його герметичності. Керуюча мембрана 5 (F_k), перекриваючи сопла 6, запобігає перепуск через них газу і посилює ступінь впливу величини розрідження (F_k), що передається з задроссельним простору, на мембрану 9, забезпечуючи більшу величину відкриття клапана 2.

Робочий процес (РП) нормально діючої редуруючої системи газового редуктора з механічним завданням тиску може бути розділений на три характерних періоди:

- клапани редукуючих ступенів закриті і забезпечують повну їх герметичність;
- клапани редукуючих ступенів повністю відкриті і підтримують необхідний тиск в залежності від режиму роботи двигуна;
- клапани і рухомі елементи редукуючої системи переміщуються в нове положення при зміні витрати газу.

Перший і другий періоди відносяться до області статики, а третій – до динаміки двоступеневого газового редуктора.

Для розрахунку витрати газу в редукторі використані загальні закономірності теорії газової динаміки. В якості вихідного рівняння для розрахунку видаткових характеристик і прохідних перетинів

дозуючих елементів прийнято рівняння безперервності руху газового середовища.

Математична модель витрати ЗНГ

У газовому редукторі відбувається комплекс процесів редукування і дозування газу, а також теплотехнічних явищ (підігрів, випаровування). Наявність в системі дозування проміжних елементів з пневматичною системою управління знижує її швидкодію, супроводжується тимчасовою затримкою подачі газу і погіршенням ефективних показників роботи газового двигуна.

Рівняння безперервності потоку через редукуючі порожнини системи може бути рівнянням безперервності руху газового середовища:

$$G_{\Gamma} V_{\Gamma} = v_{\Gamma} f_c \quad (1.1)$$

де G_{Γ} – секундна витрата газу, кг/с;

V_{Γ} – питомий об'єм газу, що проходить через дозуючий елемент, м³/кг;

f_c – площа прохідного перетину сопла, м²;

v_{Γ} – швидкість витікання газового середовища через сопло, м/с.

Відповідно до першого закону термодинаміки, перетворивши рівняння (1.1), отримаємо наступну залежність:

$$(v_{\Gamma}/2g)dv_{\Gamma} = V_{\Gamma}dP_{\Gamma}, \quad dP_{\Gamma} = d(P_1 - P_2), \quad (1.2)$$

де dP_{Γ} – зміна величини тиску газу в редукуючій системі, МПа.

Швидкість течії газового потоку може бути представлена у вигляді

$$v_{\Gamma} = \sqrt{2g[k/(k-1)]P_{\Gamma 1}V_{\Gamma 1}[1 - (P_2/P_1)^{(k-1)/k}]} \quad (1.3)$$

Замінивши вираз $(P_{\Gamma 1}V_{\Gamma 1})$ через величину (RT) з формули стану газового середовища, отримаємо наступну залежність:

$$v_{\Gamma} = \sqrt{2g[k/(k-1)]RT_1[1 - (P_2/P_1)^{(k-1)/k}]} \quad (1.4)$$

де R – газова стала, Дж/(кг град);

T – температура газу в першій ступені, К.

Підставивши значення величини v_r в рівняння нерозривності поточного середовища (1.1) руху газового потоку, отримаємо залежність для розрахунку величини витрати газу G_r (в кг/с). При цьому масову витрату газу можна виразити через початковий параметр v_{r1} шляхом перетворення залежності (6.7), в результаті чого отримаємо вираз

$$G_r = \mu_c f_c \sqrt{2g[k/(k-1)P_{r1}V_{r1}][(P_2/P_1)^{2/k} - (P_2/P_1)^{(k+1)/k}]} \quad (1.5)$$

де G_r - масова витрата газу, кг/с;

μ_c - коефіцієнт витрати газу в соплі клапана;

P_1 і P_2 тиск газу відповідно в першому і другому ступенях газового редуктора.

Коефіцієнт витрати газу, отриманий з урахуванням втрат на тертя в соплі, може бути визначений за формулою:

$$\mu_c = \varphi_V \lambda_{ст}, \quad (1.6)$$

де φ_V - коефіцієнт витікання газу, що враховує місцеві опори;

$\lambda_{ст}$ - коефіцієнт стиснення струменя газу, що проходить через дозуючі елементи газового редуктора.

Максимальні витрати газу визначається переважно величиною співвідношення P_1/P_2 , яку називають критичною, а швидкість витікання газу в цьому випадку - критичної швидкістю $v_{кр}$. Максимальна витрата газу, що визначається за рівнянням (1.5), спостерігається при рівності нулю подкорінного виразу (вільний випуск газу) або одиниці (нескінченно великий діаметр сопла).

Використавши певні математичні операції, можна визначити максимальну швидкість витікання газу:

$$v_{г\ кр} = \sqrt{2g[k/(k-1)]RT_1[1 - 2/(k+1)]} \quad (1.7)$$

або

$$v_{г\ кр} = \sqrt{2g[k/(k-1)]RT_1} \quad (1.8)$$

Підставивши $v_{\text{кр}}$ в формулу (1,5), отримаємо величину максимальної витрати газу

$$G_{\text{г max}} = \mu_c f_c P_1 \sqrt{g k P_1 V_{\text{г1}} [2/(k+1)]^{(k+1)/(k-1)}} \quad (1.9)$$

Замінивши у підкореневому виразі $P_1 V_{\text{г1}}$ на RT_1 і позначивши

$$W_{\text{г max}} = \sqrt{g k R T_1 [2/(k+1)]^{(k+1)/(k-1)}} \quad (1.10)$$

Максимальну витрату газу можна представити наступною залежністю:

$$G_{\text{г max}} = \mu_c f_c P_1 W_{\text{г max}} (RT_1)^{-1/2} \quad (1.11)$$

Критичне значення тисків в залежності від показника адіабати визначається за рівнянням (для повітря):

$$v_{\text{кр}} = P_2/P_1 = [2/(k+1)]^{k/(k-1)} = 0,528 \quad (1.12)$$

Для пропан-бутанової суміші, що складається з 75% пропану і 25% бутану, показник адіабати дорівнює $k = 1,1278$, $v_{\text{кр}} = 0,579$.

Слід розрізняти три типові випадки витікання газу:

- закритичний режим ($P_2/P_1 < 0,579$); (1.13)

- критичний режим ($P_2/P_1 = 0,579$); (1.14)

- докритический режим ($P_2/P_1 > 0,579$). (1.15)

У першому випадку (1.13) секундна витрата газу залежить від перепаду тисків між ступенями, який використовують при зміні величини тиску від P_1 до P_2 , що витрачається на збільшення кінетичної його енергії.

$$G_{\text{зр}} = \mu_c f_c P_1 \sqrt{2g [k/(k+1)]^{2/(k-1)}} \quad (1.16)$$

Виразивши підкореневий вираз через параметр

$$W_{\text{зр}} = \sqrt{2g [k/(k+1)]^{2/(k-1)}} \quad (1.17)$$

Отримаємо залежність для визначення витрати газу:

$$G_{\text{зр}} = \mu_c f_c P_1 W_{\text{зр}} \quad (1.18))$$

Закритичний режим витікання газу є нормальним умовою роботи редукуючої системи і залежить тільки від величини k . Значення параметра k для деяких газоподібних речовин відповідно становлять: для повітря – 1,40, метану – 1,26 і пропану – 1,16.

У другому випадку (1.14) секундна витрата газу досягає максимальних значень і може бути визначена за формулою (1.9). Критичний тиск рівний $P_{2\text{кр}} = 0,579P_1$.

У третьому випадку (1.15) протягом газу залежить від параметрів P_T і k :

$$G_{\text{др}} = \mu_c f_c P_1 \sqrt{2gkP_{T1}V_{T1}[(P_2/P_1)^{2/k} - (P_2/P_1)^{(k+1)/k}]} \quad (1.19)$$

Витрата газу для докритичного режиму витікання газового потоку помітно залежить від величини співвідношення параметрів P_2/P_1 .

Ввівши параметр W_T і позначивши його у вигляді

$$W_T = \sqrt{2gkP_{T1}V_{T1}[(P_2/P_1)^{2/k} - (P_2/P_1)^{(k+1)/k}]} \quad (1.20)$$

Можна отримати витрату газу $G_{\text{др}}$ у вигляді такої залежності:

$$G_{\text{др}} = \mu_c f_c P_1 (RT_1)^{-1/2} W_T \quad (1.21)$$

Залежність величини параметра W_T від співвідношення P_2/P_1 для докритического витікання газового потоку представлена на рис. 1.2. У разі $P_1 < P_2$ клапан першої ступені постійно відкритий.

У третьому випадку (6.29) витікання газового потоку слід розглядати як середовище, яке не стискається, для якої характерні формули витікання рідкої фази. Розрахункова формула в цьому випадку приймає спрощений вигляд:

$$G_{\text{др}} = \mu_c f_c P_1 \sqrt{2g\rho_r(P_1 - P_2)} \quad (1.22)$$

де ρ_r - питома маса газу, кг/м³.

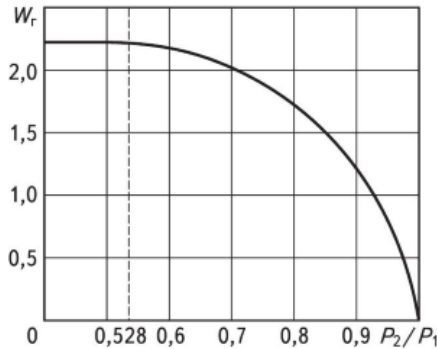


Рис. 1.2. Залежність параметра W_r від величини співвідношення тисків (P_2/P_1) в другій і першій камерах редуктора

При максимальному відкритті клапанів газового редуктора продуктивність редукуючої системи залежить від величини прохідних перерізів її клапанів і різних дроселюючих елементів, а також від перепаду тисків при витіканні газу.

Витрата газу через редуктор зумовлюється параметрами пари «сідло-клапан», що утворюють щілину для проходу газу. Утворена щілина між клапаном і його сідлом регулюватиме газовий потік до тих пір, поки прохідний її переріз $f_{щ}$ не стане рівним площі отвору сідла клапана f_c пов'язаних між собою таким співвідношенням:

$$f_c = f_{щ} \text{ або } \pi d_c^2 = h_{\kappa}^{max} \pi d_c \quad (1.23)$$

На практиці хід клапана h_{κ} приймають на 10-15% менше максимально можливого (теоретично обґрунтованого) його ходу, тобто $h_{\kappa} = d_c/4$.

Перетворивши і спростивши вихідне рівняння (6.36), можна отримати узагальнену розрахункову формулу для розрахунку різних прохідних перетинів дозуючих елементів газового редуктора:

$$G_{r1} = 0,785 \mu_c \pi d_{c1}^2 h_{\kappa} \tau_1 W_1 P_1 (RT_1)^{-1/2} \quad (1.24)$$

де W_1 - приведена витрата газу, обумовлений перепадом тисків до і після дозуючого елемента, а також характером витікання газового потоку – закритичним, критичним і докритичним;

G_{r1} – секундна витрата газу через першу ступінь, кг/с;

τ_1 – температурний коефіцієнт газу, $\tau_1 = 293 / (273 + t_r)$.

Діаметр прохідного перерізу d_c дозуючого елемента (сопла) або клапана $d_{кл}$ може бути представлений рівнянням:

$$d_{c1} = \sqrt{G_{r1} / (0,785 \mu_c h_{кл} W_1 P_1) \sqrt{RT_1}} \quad (1.25)$$

Порядок виконання роботи

1. Використовуючи Рис. 1.1, вивчити роботу газового обладнання.
2. Вивчити методику розрахунку основних параметрів роботи газобалонної установки.
3. Використовуючи вихідні дані (Додаток 1), визначити секундну витрату газу через першу ступінь.

Практична робота № 2

Розрахунок конструктивних елементів газової апаратури

Мета роботи: Вивчити особливості будови газових редукторів та провести розрахунок їх основних конструктивних елементів.

Теоретичні відомості

Газові редуктори розрізняють за функціональними і конструктивними параметрами, типу і числа ступенів редукування, способу підігріву газу, величиною вихідного тиску та іншими ознаками. У сучасних системах подачі газу автомобільних двигунів застосовують як важільні, так і безважільні (прямоточні) схеми редукторів.

Найбільшого поширення набули редуктори мембранного типу з важільною передачею зусиль від мембрани до запірних клапанів. Важільно-механічні редуктори застосовують в магістралях низького тиску (до 1,6 МПа). Безважільні редуктори використовують для зниження тиску в магістралях високого тиску газу (20-25 МПа).

Для забезпечення стійкої роботи газового редуктора залишковий тиск в газовому балоні повинен задовольняти співвідношенню:

$$P_{6min} > (1,5 \dots 2,0)P_1 \quad (2.1)$$

Робочі процеси в газовому редукторі

Найбільш широкого поширення набули чотири типи конструкцій другої камери редуктора мембранного типу з важеля передачею зусиль від мембрани до клапанів. Типові принципові кінематичні схеми першого ступеня газового редуктора наведені на рис. 2.1. Основними елементами першої ступені редуктора є клапан 6, мембрана 1, двохплечий важіль 8, що з'єднує мембрану 7 і клапан 6, і пружина 2, що перешкоджає відкриттю клапана 6. Надмембранна порожнина 3 редуктора з'єднана з атмосферою. Відмінності в представлених схемах полягають в різному розташуванні пружин.

Рівняння рівноваги сил (2.2) являє собою розрахункову формулу для визначення величини тиску в порожнині 7 редуктора. Аналіз розрахункової залежності проводять при відкритому клапані 6. Розглянемо сили, що діють на відкритий клапан 6 газового редуктора першої ступені. Перша група сил $N_{\text{відкр}}$ сприяє відкриттю клапана і в розрахунках приймаємо її зі знаком «Плюс». До них відносяться: тиск газу, що надходить з газового балона P_6 (газової магістралі); атмосферний тиск в надмембранній порожнині редуктора $P_{0м1}$ який впливає на клапан 6 через мембрану 1 і важіль 8; тиск пружини $2N_{\text{пр1}}$.

До другої групи сил $Q_{\text{зак}}$, що перешкоджає відкриттю клапана, відносяться сили, що діють в сторону закриття клапана 6 і приймаються зі знаком «мінус». Це тиск газу в першій камері редуктора P_1 , що впливає як безпосередньо на клапан 6 ($P_{1кл1}$), так і через мембрану 1 і важіль 8 ($P_{1м1}$) і $M_{1\text{про}}$ - початковий тиск пружини (при закритому клапані).

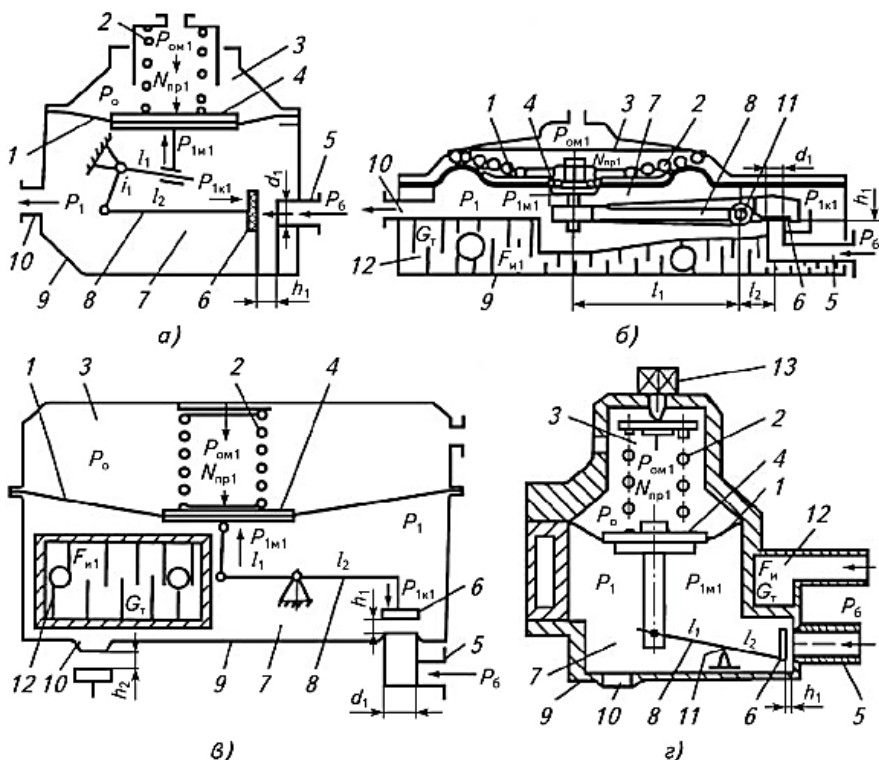


Рис. 2.1. Розрахункова принципова схема першої ступені газового редуктора з важільною системою передачі зусиль.

а - без випарника; *б, в, г* - з випарником газу; 1 - мембрана; 2 - пружина; 3 - надмембранна порожнина; 4 - жорсткий центр; 5 - вхідний штуцер; 6 - клапан; 7-перша щабель; 8 - двохплечий важіль; 9 - корпус; 10 - вихідний штуцер; 11-важіль; 12 - випарник; 13 - засоби регулювання

Рівняння рівноваги сил, що діють на клапан 6, має вигляд:

$$N_{\text{відкр}} = Q_{\text{закр}}, P_1 + P_{0m1} + N_{np1} = P_{1kl1} + P_{1m1} + N_{m1} \quad (2.2)$$

Сили, що входять в рівняння рівноваги, визначаються з наступних виразів:

$$P_1 = P_6 f_{kl1} \alpha_{kl1}; \quad (2.3)$$

$$P_{0м1} = P_0 P_{м1} i_{м1}; \quad (2.4)$$

$$N_{пр1} = N_{1про} - c_{пр1} h_1 i_1; \quad (2.5)$$

$$P_{1м1} = P_1 F_{м1} \alpha_{кл1}; \quad (2.6)$$

$$P_{1м1} = P_1 f_{м1} i_1; \quad (2.7)$$

$$N_{м1} = c_{м1} h_{м1} i_1; \quad (2.8)$$

де P_1 – тиск на вході і в першій камері редуктора відповідно;

P_0 – атмосферний тиск в надмембранній порожнині 3 редуктора;

P_6 – тиск з боку газового балона;

$N_{пр1}$ – сила стиснення пружини 2 газового редуктора при максимальному відкритті ($h_{кл1}$) клапана 6;

$N_{про}$ – початковий тиск пружини (при закритому клапані), Н;

$c_{пр1}$ – жорсткість пружини 2 редуктора;

$F_{м1}$ – ефективна площа мембрани;

i – передавальне відношення плечей важеля редуктора (l_1/l_2).

Ефективна площа мембрани $F_{м1}$ може бути представлена виразом

$$F_{м1} = 0,262(D_{мз} + D_{мз}d_v + d_v) \quad (2.9)$$

де $D_{мз}$ - зовнішній діаметр мембрани;

d_v - діаметр жорсткого центра.

Підставимо наведені розрахункові вирази в рівняння рівноваги:

$$P_6 f_{кл1} \alpha_{кл1} + P_H F_{м1} + P_{пр1} i_1 - c_{пр1} h_{кл1} i_1 = P_1 f_{м1} i_1 + P_1 F_{м1} i_1 \quad (2.10)$$

Перетворимо цей вираз щодо тиску газу P_1 в першій камері 7 редуктора:

$$P_1 = \frac{P_6 f_{м1} i_1 + P_H F_{м1} + P_{пр1} i_1 - c_{пр1} h_{кл1} i_1}{f_{м1} i_1 + F_{м1} i_1} \quad (2.11)$$

Надлишковий тиск в першій камері газового редуктора:

$$P_1 = P_6 - P_0 \quad (2.12)$$

Максимальна висота підйому клапана 6 визначається співвідношенням

$$h_{1max} = d_{кл1}/4 \quad (2.13)$$

де $d_{кл1}$ – діаметр клапана 6.

Аналізуючи вираз (2.10), можна зробити висновок, що надлишковий тиск P_1 в камері редуктора буде зменшуватися, в першу чергу, за рахунок збільшення ефективної площі мембрани $F_{м1}$, передавального відношення плечей важеля редуктора і зменшення тиску пружини, що діє на клапан.

Перші два конструктивних рішення призводять до збільшення габаритних розмірів редуктора, тому їх використання обмежене. Пружини редуктора виготовляють з певними допусками, тому в конструкції газового редуктора передбачають можливість регулювати стиск пружини, що перешкоджає відкриттю клапана. Перетворимо отриманий розрахунковий вираз визначення P_1 для різних варіантів конструкцій редуктора, представлених на рис. 6.10, які відрізняються тільки конструкцією і співвідношенням плечей газового редуктора.

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитись із теоретичними відомостями.
2. Згідно варіанту зобразити схематично 1-шу ступінь редуктора (згідно варіанту).
3. Згідно вихідних даних розрахувати діаметр мембрани 1-ї ступені редуктора.

Розрахунок параметрів редуційних порожнин редуктора

Мета роботи: Провести розрахунок основних параметрів редуційних порожнин редуктора.

1.1. Теоретичні відомості

Основним завданням статичного розрахунку багатоступінчастого газового редуктора є визначення зусиль, що діють в редукуючій його системі.

Для спрощення вирішення завдань статичного розрахунку, наприклад двоступеневої редукуючої системи, раціонально її розглядати як два самостійних пристрої, що забезпечують однакову продуктивність різних ступенів газового редуктора, але мають різні параметри вхідного і вихідного тиску газу. Для забезпечення докритичного перепаду тисків при витіканні газу через клапани газового редуктора більш краща багатоступенева його конструкція.

Для визначення величини тиску газу в першій і другій ступенях редуктора рівняння рівноваги сил, що діють на клапани першого і другого ступенів, доцільно складати стосовно кожної його ступені, що істотно спрощує рішення отриманих рівнянь.

Розглянемо рівновагу сил на прикладі роботи першого ступеня двоступеневого газового редуктора (див. Рис. 3.1).

Перша група сил $N_{\text{відкр}}$, наведених на рис. 3.1, включає тиск $P_{1\text{кп1}}$ на клапан 6 з боку газового балона, тиск пружини $N_{\text{пр1}}$, атмосферний тиск $P_{0\text{м1}}$ наведене до жорсткого центру 4 мембрани.

$$N_{\text{відкр}} = P_{\text{б}} f_{\text{кл1}} \alpha_{\text{кл1}} + N_{\text{пр1}} + P_{0\text{м1}} \quad (3.1)$$

Перший доданок представляє собою зусилля на клапан 6 з боку вхідного тиску газу. Другий доданок характеризує зусилля задає пружини 2, що діє в бік відкриття клапана:

$$N_{\text{пр1}} = (N_{1\text{про}} + c_1 h_1) i_1 \quad (3.2)$$

де $N_{1\text{про}}$ – початкове зусилля пружини (при закритому клапані), Н;
 c_1 – жорсткість пружини, Н / м;

h_1 – висота підйому клапана, м.

Третє складова являє зусилля мембрани 1 в залежності від величини атмосферного тиску в порожнині 3 або тиску у впускному тракті (в разі зворотного зв'язку), приведене до клапану 6 і чинне в сторону його відкриття:

$$P_{0m1} = P_0 f_{m1} a_{m1} i_1 \quad (3.3)$$

де P_0 – тиск в порожнині 3, Н/м²;

f_{m1} – площа мембрани 10, м²;

a_{m1} – коефіцієнт активності мембрани 1.

Другу групу сил $N_{зак}$ представляють сила $P_{1кп1}$, діюча порожнини 7 на клапан 6, сила $P_{1м1}$ від тиску газу в порожнині 7 на мембрану 1, наведена до жорсткого її центру 4, і сила від дії жорсткості мембрани 1, приведена до клапану 6. Складемо рівняння рівноваги сил і позначимо:

$$\frac{l_1}{l_2} = i_1 \quad (3.4)$$

$$N_{зак} = P_{1кл1} f_{кл1} a_{кл1} + P_1 f_{м1} a_{м1} + c_{м1} h_1 i_1 \quad (3.5)$$

Перший доданок представляє силу, діючу на клапан в сторону його закриття. Другий доданок представляє собою зусилля мембрани і з боку тиску P_1 газу в першій ступені, наведеного до клапану 6. Третє складова являє собою зусилля від дії жорсткості мембрани 1, наведеної до клапану 6.

З урахуванням виразів (3.1) і (3.5) складемо рівняння рівноваги сил, що діють на клапан 6 першого ступеня редуктора:

$$P_6 f_{кл1} \alpha_{кл1} + c_{про1} h_1 i_1 c_{про1} h_1 i_1 + P_0 f_{м1} \alpha_{м1} i_1 - \\ - P_1 f_{кл1} \alpha_{м1} - P_1 f_{м1} \alpha_{м1} i_1 - c_{м1} h_1 i_1 \quad (3.6)$$

Тиск в першому ступені 7 може бути отримано шляхом рішення рівняння (3.6) щодо P_1 .

$$P_1 = \frac{P_{1кл1} f_{кл1} i_{кл1} + c_{про1} h_1 i_1 + P_0 f_{м1} \alpha_{м1} i_1 - c_{м1} h_1 i_1}{f_{кл1} \alpha_{м1} - f_{м1} \alpha_{м1} i_1} \quad (3.7)$$

З рівняння (3.7) випливає, що зменшення тиску в першій ступені 7 редуктора може бути досягнуто шляхом збільшення ефективної площі мембрани f_{m1} , збільшення передавального відношення i_1 плечей важеля 8 редуктора. Раціонально застосування засобів регулювання стиснення пружини 2 в надмембранній порожнині 3. Аналогічні аналітичні залежності можуть бути отримані і для другого ступеня редукування. Розглянемо рівновагу сил другого ступеня на прикладі рис. 3.2, б.

Перша група сил $N_{\text{відкр}}$, представлених на рис. 3.2, б, включає тиск на клапан 6 з боку першого ступеня P_1 тиск пружини $N_{\text{пр}2}$ і атмосферний тиск $P_{0м2}$ в порожнині 14, наведене до жорсткого центру мембрани 10, тиск від дії жорсткості мембрани 10 і тиск $P_{с2}$ від жорсткості мембрани 18, наведеної до клапану 6.

Сили, що діють в сторону відкриття клапана 6 другого ступеня:

$$N_{\text{відкр}} = P_1 f_{кл2} \alpha_{кл2} + N_{\text{пр}1} + P_{0м2} f_{м2} \alpha_{м2} (l_3/l_1) + \\ + P_2 f_{м1} \alpha_{м2} (l_4/l_1) + c_{2м1} h_2 (l_4/l_1) + c_{2м2} h_2 (l_3/l_1) \quad (3.8)$$

Перший доданок представляє собою зусилля P_1 на клапан 6 другого ступеня з боку тиску газу в першому ступені.

Другий доданок представляє собою зусилля $N_{\text{пр}2}$ задає пружини 11, що діє в бік відкриття клапана 6:

$$N_{\text{пр}1} = N_{\text{пр}01} + c_{\text{пр}1} h_1 (l_5/l_5) \quad (3.9)$$

де $N_{\text{пр}01}$ - початкове зусилля пружини (при закритому клапані), Н;

$c_{\text{пр}1}$ - жорсткість пружини 11, Н / м;

h_1 - висота підйому клапана 6, м.

Третя складова характеризує зусилля мембрани 18 в залежності від величини атмосферного тиску або тиску у впускному тракті (в разі зворотного зв'язку), приведене до клапану 6 і чинне в сторону його відкриття:

$$P_{0м2} = P_0 f_{м2} \alpha_{м2} (l_3/l_1) \quad (3.10)$$

де P_0 - тиск в порожнині 14, Н / м²;

$f_{м2}$ - площа мембрани 10, м²;

$\alpha_{м2}$ - коефіцієнт активності мембрани 10.

Четверте доданок представляє собою зусилля від тиску P_2 в другій ступені 8 з боку мембрани 18, наведене до клапану 6.

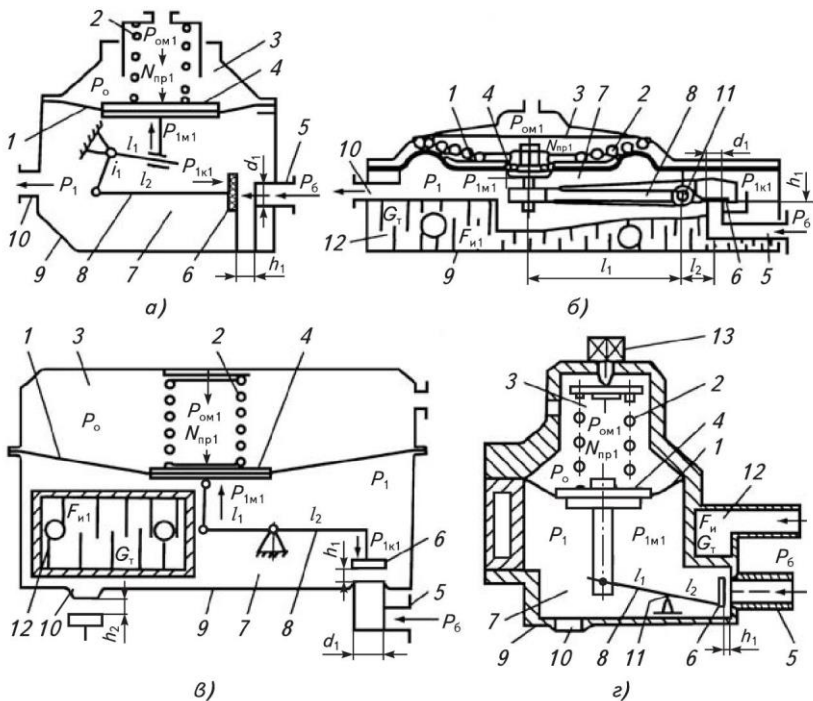


Рис. 3.1. Розрахункова принципова схема першої ступені газового редуктора з системою важільної передачі зусиль

а - без випарника; б, в, г - з випарником газу; 7 - мембрана; 2 - пружина; 3 - надмембранна порожнина; 4 - жорсткий центр; 5 - вхідний штуцер; 6 - клапан; 7 - перша ступінь; 8 - двоохплечий важіль; 9 - корпус; 10 - вихідний штуцер; 11 - важіль; 12 - випарник; 13 - засоби регулювання

П'яте і шосте співвідношення являють собою зусилля від жорсткості мембран 18 і 10, наведені до клапану 6.

Другу групу сил $N_{зак}$ представляє сила $P_{2кл1}$, діюча в порожнині 8 на клапан 6, сила $P_{2м2}$ від тиску газу в порожнині 8 на мембрану 10,

наведена до жорсткого її центру, і сила P_{3M1} від тиску P_3 на мембрану 18, приведена до клапану 6:

$$N_{зак} = P_{2кл1} f_{кл1} \alpha_{кл1} + P_{2M2} f_{M2} \alpha_{M2} (l_3/l_1) + \\ + P_3 f_{M1} \alpha_{M2} (l_4/l_1) + N_3 + c_{gh3} h_2 (l_3/l_1) + \\ + c_{про2} h_2 (l_3/l_1) - c_{про2} h_2 (l_3/l_1) \quad (3.5)$$

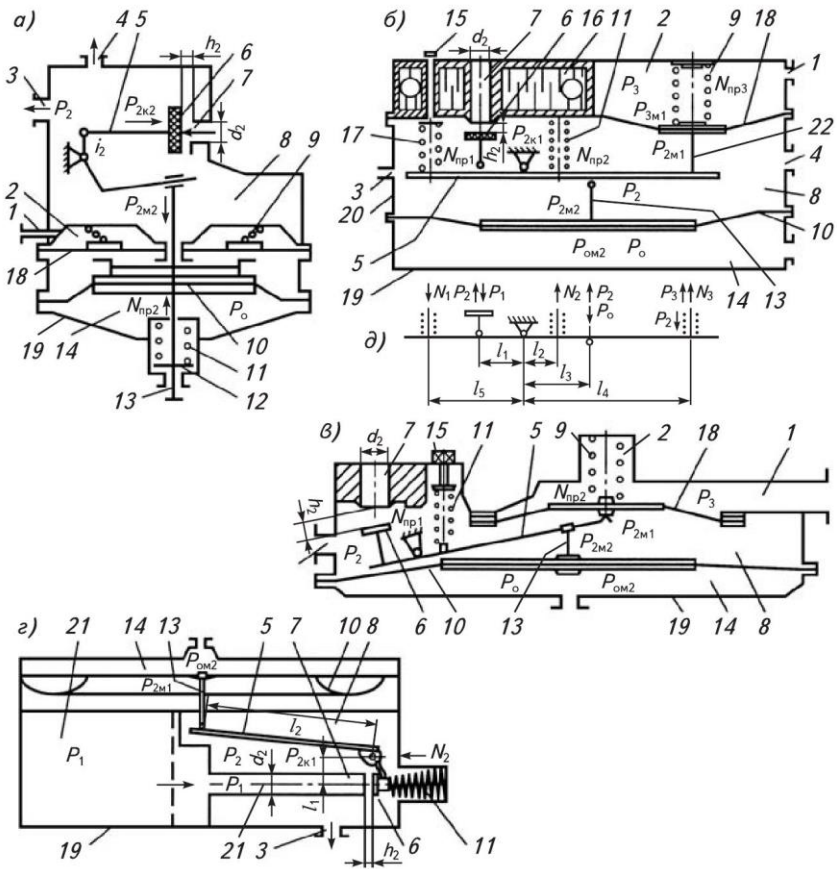


Рис. 3.2. Розрахункова принципова схема другої ступі газного редуктора з системою важільної передачі зусиль

а - ступінь з розвантажувальної порожнини; б - ступінь з додатковим випарником; в - порожнина з регулювальним гвинтом; г - вторинна камера з підсилювачем; 1 - вхідний патрубок; 2 - вакуумна порожнина; 3, 4 - вихідні канали; 5 - важіль; 6 - клапан; 7 - вхідний канал; 8 - порожнина; 9 - пружина; 10 - мембрана; 11 пружина; 12 - планка; 13 - важіль; 14 - підмембранна порожнину; 15 - засоби регулювання; 16, 17 - пружина; 18 - мембрана; 19 - кришка; 20 - корпус; 21 – з'єднувальний канал; 22 - штовхач

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитись із теоретичними відомостями.
2. Згідно варіанту зобразити схематично 1-шу ступінь редуктора (згідно варіанту).
3. Згідно вихідних даних розрахувати зусилля у механізмі редуктора.

Практична робота № 4

Визначення величини витрат газового пального

Мета роботи: Провести розрахунок визначення величини витрат газового пального через дозуючий канал редуктора.

1.1. Теоретичні відомості

Витрата газу через дозуючий канал (рис. 3.1, 3.2) з діаметром сидла клапана $d_{\text{кл}}$ слід розглядати як газового потоку, який звужується.

Максимальна витрата газу, яка відповідає критичному режиму витікання газу, може бути визначена за формулою

$$G_{\text{гmax}} = \mu_{\text{с}} f_{\text{кл}} P_1 W_{\text{г}} (RT_1)^{-1/2} \quad (4.1)$$

Прохідний перетин $f_{\text{кл}}$ можна виразити через поверхню умовного циліндра діаметром $d_{\text{кл}}$ і висотою $h_{\text{кл}}$:

$$h_{\text{кл}} = \frac{d_{\text{кл}}}{4} = 0,25d_{\text{кл}} \quad (4.2)$$

З виразу (4.2) випливає, що висота підйому клапана $h_{\text{кл}}$ однозначно залежить від його діаметра. Розрахункові значення співвідношень $d_{\text{кл}}$ і $h_{\text{кл}}$ підтверджені експериментальними результатами, представленими на рис. 4.1, з якого випливає, що фактичні витрати газу $G_{\text{г}}$ при співвідношенні $h_{\text{кл}}/d_{\text{кл}} = 0,25$ досягає максимального значення $G_{\text{гmax}}$. Ефективна робота клапана при подальшому збільшенні співвідношення $h_{\text{кл}}/d_{\text{кл}}$ припиняється. Представлені залежності дозволяють визначити витрату газу $G_{\text{г}}$ по ступенях редуктора або конструктивні параметри, що визначають дану витрату газу.

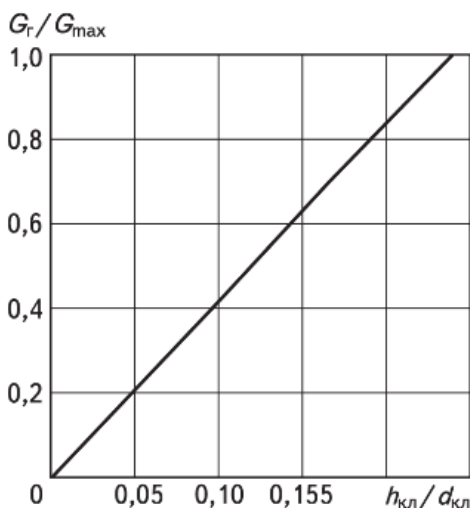


Рис. 4.1. Залежність відносної витрати газового палива в залежності від параметрів газового редуктора

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитись із теоретичними відомостями.
2. Визначити витрату газу $G_{\text{г}}$ по ступенях редуктора

Практична робота № 5
Розрахунок і випробування редукторів низького тиску

Мета роботи: Провести аналіз витрати газу газових редукторів автомобіля..

1.1. Теоретичні відомості

Для забезпечення нормальної роботи двигуна пропускну здатність редуктора визначають для режиму максимальної витрати газу (по зовнішній швидкісній характеристиці) при мінімальному тиску ЗНГ в балоні. Витрата газу V_r і витрата горючої суміші $V_{\text{сум}}$ двигуном пов'язані між собою залежністю

$$V_r = \frac{V_{\text{сум}}}{1 + \alpha I_0} \quad (5.1)$$

Витрата горючої суміші прямо пропорційний робочому об'єму циліндрів V_h двигуна, максимальної частоті обертання n_{max} колінчастого вала двигуна і коефіцієнта наповнення η_v , що характеризує опір впускного тракту:

$$V_{\text{сум}} = V_h \frac{60 \cdot n_{\text{max}}}{2 \cdot 1000} \eta_v \quad (5.2)$$

Тиск газу в порожнинах редуктора необхідно регулювати таким чином, щоб витікання газу через всі клапани редуктора відбувалося у всьому діапазоні робочих тисків при перепадах, що забезпечують надкритичні швидкості витікання.

Швидкість звуку a , що характеризує швидкість поширення малих збурень в пружною середовищі, залежить як від фізичних властивостей газу, так і від конструктивних параметрів редуктора:

$$a = \sqrt{k \frac{p_p}{\rho}} \quad (5.3)$$

де p_p – тиск в порожнинах редуктора;

k – показник адіабати (відношення теплоємності при постійному тиску до теплоємності при постійному об'ємі до $k = c_p/c_v$).

Співвідношення швидкості протікання газу v_r до місцевої швидкості звуку a називають числом Маха $M = v_r/a$.

Число Маха змінюється уздовж потоку внаслідок зміни не тільки швидкості протікання v_r , а й місцевої швидкості звуку a : $M = 1$ при $v_r' = a$; $M < 1$ при $v_r' < a$ – дозвуковий потік; $M > 1$ при $v_r' > a$ – надзвуковий потік протікання газу. Швидкість протікання, рівну місцевій швидкості звуку, називають критичною: $v_k = v_r' = a$

Для теплоізолюваного потоку при $v_r' = a$ критична швидкість v_k як і швидкість звуку a_0 , постійна:

$$v_k = a_0 \sqrt{\frac{2}{k+1}} \quad (5.4)$$

При надкритичних перепадах тиску необхідно дотримуватися таких умов:

$$\frac{p_{1p}}{p_6} < X; \frac{p_{2p}}{p_{1p}} < X \quad (5.5)$$

де $X = [2/(k+1)]^{k/(k-1)}$; X – узагальнюючий показник теплоємності газу або газових сумішей; p_{1p} і p_{2p} – тиск відповідно після першої, другої ступені редуктора.

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитись із теоретичними відомостями
2. Визначити X
3. Визначити і прийняти p_{1p} і p_{2p} .
4. Визначити швидкість звуку у газі для 1-ї і 2-ї ступені.
5. Визначити критичну швидкість
6. Визначити витрату робочої суміші
7. Визначити витрату газу

Розрахунок параметрів карбюратора-змішувача і газового змішувача

Мета роботи: Провести розрахунок основних параметрів карбюратора-змішувача і газового змішувача.

Теоретичні відомості

Розрахунок параметрів карбюратора-змішувача і газового змішувача зводиться до забезпечення коефіцієнта надлишку повітря α в широкому діапазоні експлуатаційних режимів від α_e з до α_m , а також на режимах холостого ходу α_{xx} і, прискорення $\alpha_{пр}$ і сповільнення $\alpha_{сп}$. У цьому випадку визначають прохідні перерізи жиклерів і розпилювачів дозуючих систем, а також дифузорові і змішувальних камер.

Принципова розрахункова схема карбюратора-змішувача приведена рис. 6.1. Розрахункові рівняння карбюратора-змішувача можуть бути представлені традиційними рівняннями гідравліки. Рівняння газової динаміки показує, що у формуванні витрати газу бере участь перепад тисків на будь-якому дроселі, жиклері або ділянці і приведена площа цієї ділянки. Тому способи стеження базуються на перепаді розрідження при постійному перерізі або при постійному перепаді при змінній площі або при змінних розрідженні і площі.

Розрахунок газового змішувача 12 зводиться до визначення діаметра дифузора і сумарної площі діаметра сопла змішувача. Розпилювач конструктивно може бути виконаний у вигляді окремих отворів або прорізів, які виходять у головний повітряний канал карбюратора-змішувача.

Газовий змішувач розміщують в порожнині 13 повітряного фільтра 14. Гідравлічні втрати визначаються опором його фільтруючого елемента 15 (див. 6.1). Вхід газу в газову порожнину здійснюється через вхідний канал, газовий жиклер 16 і далі через розпилювачі d_c в головний повітряний канал.

Регулювання дозування газу на основних режимах відбувається за допомогою дозатора, а на режимах з ХХ регулювальним гвинтом. Незважаючи на відносну простоту змішувача, його конструкція забезпечує двигуну хороші експлуатаційні якості.

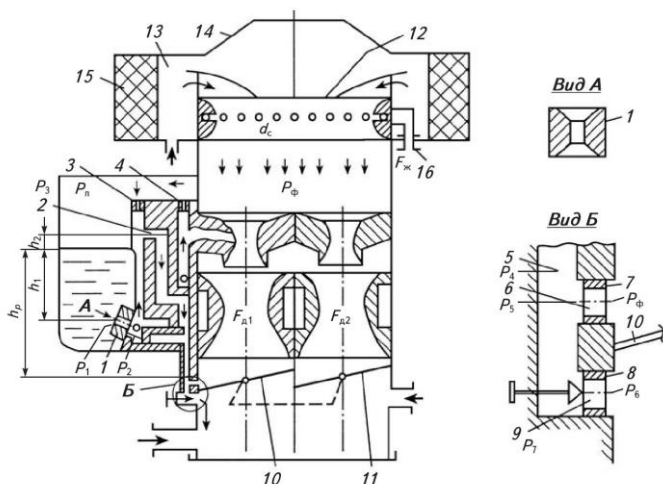


Рис. 6.1. Принципова розрахункова схема карбюратора-змішувача

1 - паливний жиклер; 2 - балансувальний канал; 3 - повітряний жиклер системи XX; 4 - повітряний жиклер головної дозуючої системи; 5 - повітряний канал системи XX; 6 - отвір перехідної системи; 7 - жиклер перехідної системи; 8 - жиклер системи XX; 9 - вихідний отвір системи XX; 10 - дросельна заслінка первинної камери; 11 - дросельна заслінка вторинної камери; 12 - газовий змішувач; 13 - порожнина повітряного фільтра; 14 - корпус; 15 - фільтруючий елемент; 16 - вхідний газовий жиклер

Представлена схема відповідає елементарному карбюратору, в якому функції поплавкової камери виконує редуктор, а головна дозуюча система (ГДС) - газовий жиклер. Розрідження в дифузорі P_d є змінною величиною, що визначає витрату газу за допомогою дросельних заслінок первинної 10 і вторинної камер 11:

$$G_r = f(P_d) \quad (6.1)$$

Теоретично такий змішувач підтримує коефіцієнт α постійним за умови рівності тиску в редукторі атмосферному ($P_p = P_0$).

Газові змішувачі, розміщені перед карбюратором, розраховані на великий надлишковий тиск 20-50 Па.

Загальний вираз для визначення коефіцієнта надлишку повітря може бути представлений залежністю:

$$\alpha = k \left(\mu_c F_d / \mu_r F_{ж} \sqrt{(\Delta P_{зм} - \Delta P_{\phi}) / (\Delta P_{зм} - \Delta P_r)} \right) \quad (6.2)$$

де k - постійний коефіцієнт;

μ_c і μ_r - коефіцієнти відповідно витрати повітря і газу;

F_d - площа дифузора;

$F_{ж}$ - площа газового жиклера;

$\Delta P_{зм}$ - різниця тисків до і після дифузора змішувача ($\Delta P_{зм} = P_0 - P_{зм}$);

ΔP_{ϕ} - втрати напору на переміщення повітряного потоку до дифузора змішувача;

ΔP_r - зниження тиску у впускному тракті від редуктора до газового змішувача.

Зниження тиску у впускному газовому тракті описується формулою:

$$\Delta P_r = C_v (W_r^2 / 2g) \gamma_r \quad (6.3)$$

де C_v - сумарний коефіцієнт втрат на шляху від редуруючої системи до газового змішувача;

W_r - швидкість газу на вході в змішувач.

Швидкість витікання газу з одиничного сопла газового змішувача може бути представлена наступною залежністю

$$W_c = \sqrt{2g(k/(k-1))P_{зм}\rho_r(1-(P_{зм}-P_1))} \quad (6.4)$$

де P_1 - тиск перед жиклером.

Масова витрата газу через одиничне сопло перетином F_c змішувача визначають за формулою:

$$G_r = \mu_r F_c W_c \gamma_r \quad (6.5)$$

де μ_r - коефіцієнт витрати газу;

F_c - площа перетину сопла;

γ_{Γ} - питома вага газу.

Зміна коефіцієнта витрати газового змішувача і дифузоров карбюратора-змішувача в залежності від витрати газу наведено на рис. 6.3 і 6.4. Економічний і потужнісний склад горючої суміші двигуна, що працює на ЗНГ, повинен змінюватися в межах відповідно для α_e від 1,05 до 1,25 і α_m – 0,85...0,95. Для розрахунків зазвичай приймають $\alpha_e = 1,15$ і $\alpha_m = 0,93$.

Для компонентного складу ЗНГ, який вміщує 75% бутану і 25% пропану при температурі газу на вході змішувача 40°C, питома вага газу дорівнює 1,82 кг/м³.

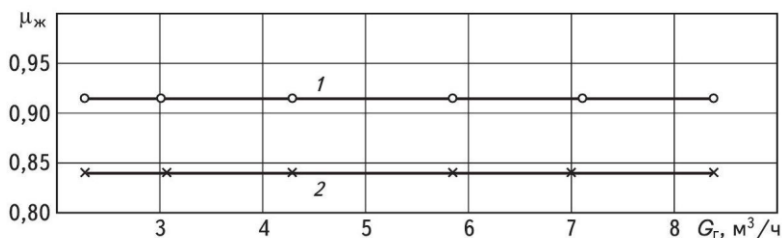


Рис. 6.2. Залежність коефіцієнта витрати $\mu_{\text{ж}}$ жиклера $F_{\text{ж}}$ від витрати газу
1-площа перетину жиклера 75 мм²; 2-площа перетину жиклера 20 мм²

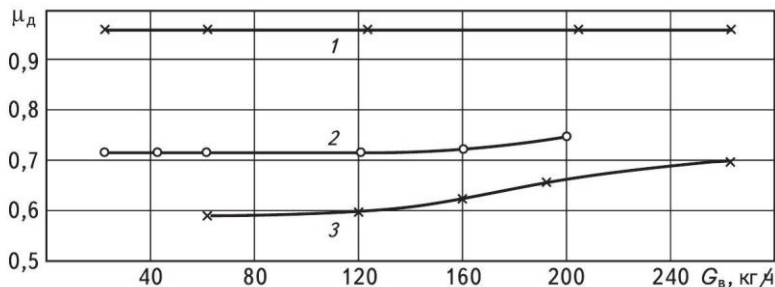


Рис. 6.3. Зміна коефіцієнта витрати газового змішувача і дифузора карбюратора-змішувача в залежності від витрати газу
1 - коефіцієнт витрати газового змішувача; 2 - коефіцієнт витрати дифузора при роботі однієї змішувальної камери; 3 - коефіцієнт витрати дифузора при роботі обох змішувальних камер

Діаметр одиничного сопла d_c . газового змішувача:

$$d_c = G_{\Gamma} \sqrt{0,75 \mu_c W_c \gamma_{\Gamma}} \quad (6.6)$$

Порядок виконання:

1. Ознайомитись із теоретичними відомостями
2. Згідно вихідних даних(додаток 6) визначити діаметр одиничного сопла d_c . газового змішувача

Практична робота № 7

Визначення параметрів електромагнітної форсунки

Мета роботи: Визначити основні параметри та провести розрахунок електромагнітної форсунки для циклової подачі палива.

Теоретичні відомості

Електромагнітна форсунка являє собою різновид електромагнітного клапана, швидкодію якого забезпечують відповідним підбором електромагнітного приводу. Регулювання кількості газу, що подається здійснюють шляхом зміни прохідного перетину дозатора ЕМФ (безперервна подача) або зміною тривалості його відкритого стану (циклічна подача).

Тиск палива, що підводиться до форсунки, хід клапана до упору і перетину отворів для протікання палива підтримуються постійними. Газодинамічні та електричні параметри газової ЕМФ взаємопов'язані і можуть бути розраховані за аналогією з гідравлічними та електротехнічними пристроями.

Перепад тисків газу на вході і виході дозатора ЕМФ повинен забезпечувати надкритичну швидкість витікання газу відповідно до рівняння [9]

$$P_{\text{вих}}/P_{\text{вх}} < (2/(k+1))^{k/(k-1)} \quad (7.1)$$

де $P_{\text{вих}}$ - абсолютний тиск на виході з дозатора, кгс/см²; $P_{\text{вх}}$ - абсолютний тиск на вході в дозатор, кгс/см²; k - показник адіабати газу.

Критична швидкість закінчення стиснутих і зріджених газів забезпечується за умови

$$P_{\text{вих}}/P_{\text{вх}} < 0,59 \quad (7.2)$$

Тиск в ВТ двигуна змінюється приблизно від 0,03 МПа (холостий хід) до 0,1 МПа (повне навантаження). Надлишковий тиск 0,08 МПа і більше забезпечує надкритичну швидкість витікання газу через дозатор, при якій забезпечується лінійна залежність між продуктивністю дозатора і площею прохідного перерізу дозатора.

Максимальна площа прохідного перерізу дозатора (в см²) при надкритичній швидкості витікання газу може бути визначена із загальновідомої формули термодинаміки:

$$S_{\text{max}} = \frac{G_{\text{rmax}}}{3600\mu_{\text{r}}P_{\text{вх}} \sqrt{\frac{2gk(2/(k+1))^{2/(k-1)}}{RT(k+1)}}} \quad (7.3)$$

де μ_{r} -коефіцієнт витікання газу через дозатор; g - прискорення вільного падіння, 9,81 м/с²; R - газова стала; T - температура газу, К.

Якщо прохідний переріз дозатора виконано у вигляді отвору, то його діаметр може бути представлений залежністю (в см):

$$D_{\text{доз}} = 2\sqrt{S/\pi} \quad (7.4)$$

Відповідно максимальний хід клапана дозатора визначається за формулою:

$$h_{\text{max}} = D_{\text{доз}}/4 \quad (7.5)$$

Конструктивний параметр $K_{\text{гф}}$ газової форсунки знаходять з наступної залежності:

$$K_{\text{гф}} = 10^{-3} \sqrt{P_{\text{е}}}/\delta_{\text{я}} \quad (7.6)$$

де P_e - тягове зусилля електромагніту (на першому етапі вибирають орієнтовно), Н; δ_j - висота підйому якоря, м.

Конструктивний фактор ЕМФ являє собою зусилля, що розвивається котушкою електромагніту:

$$F_k = n_k U_k / R_k \quad (7.7)$$

де n_k - число витків котушки електромагніту; U_k - напруга в котушці, В; R_k - опір котушки, Ом.

Діаметр проводу котушки електромагніту може бути визначений за формулою

$$d_{\text{пр}} = 1,285 \sqrt[4]{\frac{\rho_{\text{пр}} D_{\text{сер}} L_k h_k}{R_{\text{доп}}}} \quad (7.8)$$

де $\rho_{\text{пр}}$ - питомий опір проводу при 100°C, Ом;

$D_{\text{сер}}$ - середній діаметр котушки;

$R_{\text{доп}}$ - допустимий опір котушки;

h_k - висота котушки електромагніту;

L_k - довжина котушки.

Допустимий опір котушки представлено залежністю:

$$R_{\text{доп}} = \frac{U^2}{\pi D_n (L + 0,5 D_n) P_{\text{пит}}} \quad (7.9)$$

де $P_{\text{пит}}$ - питома потужність розсіювання на одиницю поверхні охолодження ($P_{\text{пит}} = 1100$ при 100°C);

U - напруга живлення (12 В);

D_n - зовнішній діаметр котушки ЕМФ;

L - загальна довжина котушки.

Число витків котушки електромагніту:

$$n_k = 0,785 L_k h_k / d_{\text{пр}} \quad (7.10)$$

де L_k - висота котушки;

h_k - висота котушки електромагніту;

$d_{\text{пр}}$ - діаметр дроту

Опір котушки визначають з рівняння:

$$R_k = 7 \cdot 10^{-8} D_{\text{сер}} \omega / d_{\text{пр}}^2 \quad (7.11)$$

Споживаний в процесі роботи ЕМФ струм буде дорівнює:

$$I = U_k / R_k \quad (7.12)$$

Повна магніторушійна сила котушки електромагніту може бути представлена залежністю:

$$F_k = \omega U_k / R_k \quad (7.13)$$

Магнітну індукцію електромагнітної котушки ЕМФ знаходимо зі співвідношення:

$$B = \mu_0 F_k / \delta_{\text{я}} \quad (7.14)$$

де μ_0 - магнітна постійна;

F_k - магніторушійна сила котушки, А;

$\delta_{\text{я}}$ - висота підйому якоря форсунки, м.

Величину тягового зусилля електромагніту визначають з наступної залежності:

$$P_e = \mu_0 \varphi^2 F_k^2 S_{\text{я}} / 2 \delta_{\text{я}}^2 \quad (7.15)$$

де φ - поправочний коефіцієнт;

$S_{\text{я}}$ - площа якоря, м².

Порядок виконання:

1. Ознайомитись із теоретичними відомостями
2. Згідно вихідних даних(додаток 6) визначити максимальну площу прохідного перерізу дозатора та величину тягового зусилля електромагніту форсунки.

Практична робота № 8
Засоби випробування і вимірювання газового пального

Мета роботи: Визначити основні параметри та провести розрахунок електромагнітної форсунки для циклової подачі палива.

Теоретичні відомості

Для проведення досліджень двоступеневого редуктора низького тиску, одноступінчастого редуктора, випарника і підігрівача газу, а також ЕМК газових форсунок була розроблена універсальна установка (рис. 6.1). Вона містить компресор 1 високого тиску, газовий балон 3 з манометром 4, реєструючим тиск в ресивері 3 (газовому балоні), з'єднувальні трубопроводи 2 високого тиску з вентилем 5 установки. Ресивер установки забезпечений манометром 7 типу МТП-160А (кл.1,5) зі шкалою ділення в межах 0...20 МПа і запірним вентилем 8.

Електрична схема установки містить електричний перемикач 9, пов'язаний електричним ланцюгом з джерелом 10 постійного струму напругою 12 В і ЕМК 11 з газовим фільтром.

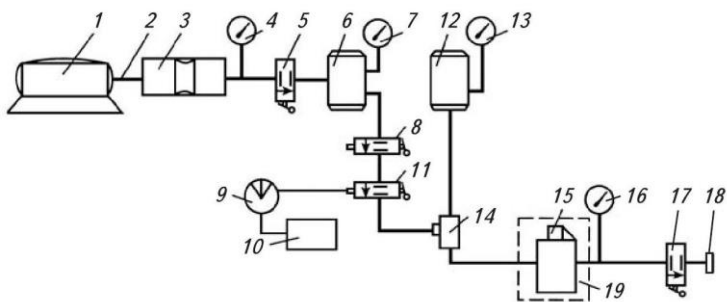


Рис. 6.1. Установка для випробувань елементів газової апаратури безмоторним методом

1 - компресор; 2 - трубопровід; 3 - газовий балон; 4 - манометр; 5 - вентиль; 6 - ресивер; 7 - манометр; 8 - вентиль; 9 - перемикач; 10 - джерело живлення; 11 - ЕМК; 12 - мірний балон; 13 - манометр; 14 - трійник; 15 - редуктор високого тиску; 16 - манометр; 17 - вентиль; 18 - заглушка

Мірний балон 12 газового витратоміра обладнаний манометром 13 і трійником. Манометр 13 відповідає вимогам стандарту (клас точності 0,5). У систему витратоміра включені одноступінчатий газовий редуктор-випарник, редуктор високого тиску 15, манометр 16, вентиль 17, що регулює витрату повітря, і вихідна магістраль з заглушкою 18.

При випробуванні редуктора (див. 6.1) в ресивері 3 (джерело стисненого повітря об'ємом 250 л) створюють тиск до 20 МПа. Потім відкривають вентиль 5, запірний клапан 8 (з механічним приводом) електромагнітний запірний клапан 11 з фільтром і заповнюють ресивер 6 і мірний балон 12 робочим тілом. Герметичність редуктора перевіряють шляхом ступінчастого збільшення тиску через 0,2 МПа (2,0 кгс/см²), охоплюючи весь робочий діапазон величин вхідного тиску повітря (газу). Початок випробувань здійснюють пробним тиском 0,2 МПа.

Перемикач 9, керуючий роботою електромагнітного клапана 11, має три положення: I, II і III (на схемі не позначені). При положенні I електромагнітний клапан 11 відкритий і при відкритих вентилях 5 і 8 відбувається заповнення ресивера 6 і мірного балона 12 робочим тілом. Створивши необхідний тиск в мірному балоні 12, відключають його від системи стисненого повітря установки (положення III). Потім одним з найбільш доступних і простих способів - на слух, зануренням редуктора і редуктора-випарника в ванну або омилуванням роз'ємів-визначають зовнішню герметичність з'єднань редуктора.

Під витратною характеристикою редуктора або редуктора-випарника слід розуміти залежність витрати робочого тіла (повітря, газу) від величини вихідного тиску редуктора або редуктора-випарника при різних значеннях величин вхідного тиску.

Витратні характеристики редуктора або редуктора-випарника знімалися при чотирьох фіксованих значеннях вихідного тиску - 0,5 (0,7); 1,0; 1,5 і 2,0 кгс/см². Потім при одному із зазначених зафіксованих вихідних тисків повітря на вході в газовий редуктор, редуктор-випарник встановлюють послідовно тиску 0,5; 0,7; 1,0; 2,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 9,0 і 10,0 кгс/см².

Надалі знімають чотири серії витратних характеристик при фіксованому вихідному тиску і десяти значеннях величини зазначеного вихідного тиску. Зміна величини вихідного тиску редуктора, редуктора-випарника за допомогою вентиля 17 при

фіксованих значеннях початкового вихідного і вхідного тиску редуктора являє собою витратну його характеристику.

Фіксовані значення вихідного тиску газового редуктора визначають за допомогою манометра 10 зі шкалою вимірювання в межах 0...0,4 МПа з точністю 1-2%.

Принципова схема установки для вимірювання витрати ЗНГ або КПГ приведена на рис. 8.2. Установка призначена для проведення спеціальних досліджень, пов'язаних з визначенням витратних характеристик газової апаратури. Вона містить мірний балон 1, заповнений газом або повітрям. Тиск на виході з газового балона 1 визначають за показаннями манометра 2. На шляху газу з балона в газову апаратуру 9 встановлений ЕМК (ЕКП-1) 10. За газовою апаратурою 9 додатково розміщений дросель 8, що забезпечує імітацію опору газової апаратури або її елементів.

Установка забезпечена другим ЕМК 7, перериває подачу газу в мірний циліндр 6, тиск в якому вимірюють за допомогою манометра 5. Для визначення тривалості перетікання газу з балона 1 в балон 6 в ланцюг харчування електропневматичного клапана 10 включений послідовно ЕКП 3, керований за допомогою кнопки 4.

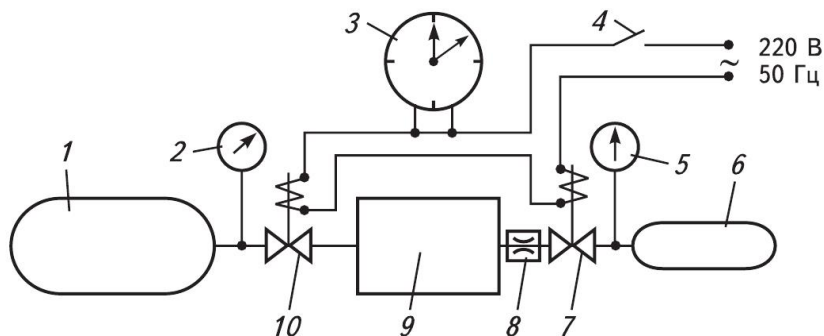


Рис. 8.2. Принципова схема установки для вимірювання витрати ЗНГ

1 - мірний балон; 2 - манометр; 3 - манометр; 4 - кнопка; 5 - манометр; 6 - балон; 7 - електромагнітний клапан; 8 - дросель; 9 - газова апаратура; 10 - електромагнітний клапан

Витрата газу (повітря) визначають наступним чином. Після наповнення балона 1 газом (повітрям) і вакуумування балона 6 їх

відключають від джерел тиску і розрідження. Приводять газову апаратуру в робочий (випробуваний) стан, включають кнопку 4 і спостерігають за падінням тиску в балоні 1 або його підвищенням в балоні 6. При досягненні заданого тиску в балоні 1 або 6 вимикають кнопку 4. Обробка вихідних даних дозволяє визначити витрату газу або технічний стан газової апаратури.

Методи випробувань електромагнітних і дозуючих пристроїв. До таких пристроїв відносять ЕМК і форсунки газової апаратури. Базовим обладнанням для їх випробувань є установка, доповнена спеціальними електричними приладами.

При випробуванні електромагнітних клапанів і газових форсунок, забезпечених електромагнітними котушками з висновками, в якості джерела використаний прилад постійного струму Б5-30 з діапазоном вимірювання напруги в межах від 0 до 50 Ст. У якості приладу, що реєструє напруга спрацьовування запірних пристроїв при різних значеннях тиску в системі паливоподачі, використаний електровимірювальний прилад комбінованого типу моделі Ц 4352-М 1 (тестер) (клас точності 1,0).

Порядок виконання:

1. Ознайомитись із теоретичними відомостями.
2. Вивчити будову і роботу установка для випробувань елементів газової апаратури для ЗНГ та КПП.

Практична робота № 9

Моделі газової системи паливоподачі КПП

Мета роботи: Вивчити моделі газової системи паливоподачі КПП.

Теоретичні відомості

Принципова розрахункова схема газової апаратури для роботи на КПП (рис. 9.1) містить редукуючу і дозуючу системи. Редукуюча система включає редуктор високого тиску 1 (PBT), сполучений через

трубопровід 2 з редуктором низького тиску 3 (РНД). У дозуючій системі знаходиться дозатор газу 4 і карбюратор-змішувач 5. РВТ 1 містить корпус 6, обладнаний дозатором з вихідним діаметром d_1 кришку 8, мембрану першого ступеня з жорстким центром 10, навантажену задає пружиною 11, і підігрівач 12 газу, розташований з утворенням вхідною 7 5 і вихідною 7 3 порожнин. У підігрівачі 12 газу розташований редукуючий підпружинений поршень 14 з трьома отворами 16 (F_n), навантажений пружиною 55. РНТ містить другу (проміжну) порожнину 17 з дозатором 18, мембрану 19 другого ступеня, навантажену пружиною 20, кінематично пов'язану через двоплечий важіль 23 з ущільнювачем.

Вихідна ступінь 24 РВТ обладнана мембраною 25, кінематично пов'язаною через штовхач 31 і двоплечий важіль 32 з клапаном 33 (f_3), навантаженим задаючою пружиною 34. Керуюча мембрана 38 (F_k) з одного боку знаходиться під тиском F_3 в порожнині 30, а з іншого - під тиском F_ϕ в порожнині 36, сполученою з порожниною 50 повітряного фільтра 57. Порожнина 37 низького тиску через три сполучних канали 21 сполучена з керуючою порожниною 30 і через патрубок 35 – з дозатором 4 газу. На період пуску друга ступінь 17 через канал 29 сполучена з вихідною ступінню 24.

Дозатор 4 оснащений формованою мембраною з жорстким центром 44, розміщеною з утворенням підмембранної 40 і надмембранної 41 порожнин, і навантажений тарувальною пружиною 42. Рухомий плунжер 43 кінематично пов'язаний з жорстким центром 44 мембрани і забезпечує перекриття дозуючого каналу 45.

Карбюратор-змішувач 5 містить газовий змішувач 27, оснащений дифузорею 46 з дозуючими соплами 59, і жиклер 47, розміщений в порожнині 50 повітряного фільтра 57, малий 48 і великий 49 дифузори (F_{d1} і F_{d2}). Останній забезпечений технологічною проточкою 52, яка використовується в ряді конструкцій в якості дозуючої порожнини. На режимах ХХ газ проходить разом з повітрям через повітряний жиклер 56 СХХ і в задросельний простір первинної камери 55. На режимах середніх навантажень газ додатково надходить через вторинну камеру 54.

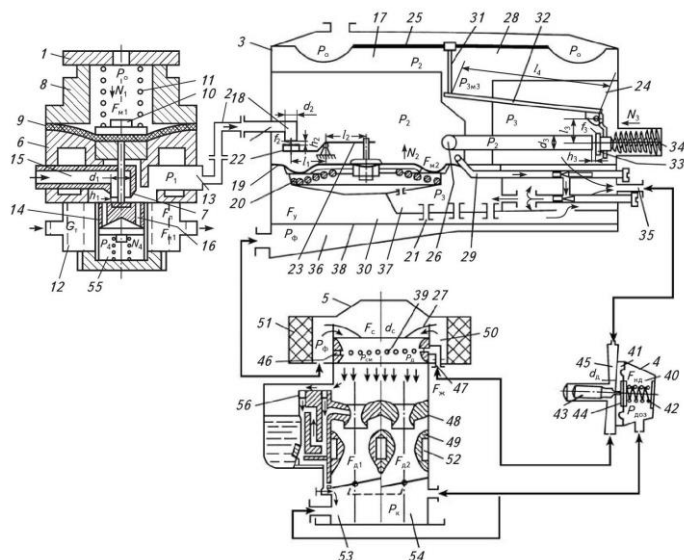


Рис. 6.22. Принципова Розрахункова схема системи живлення для роботи автомобілів на КПГ

1 - редуктор високого тиску; 2 - трубопровід; 3 - редуктор низького тиску; 4 - дозатор газу; 5 - карбюратор-змішувач; 6 - корпус; 7, 8 - кришка; 9 - мембрана; 10 - жорсткий центр; 11 - пружина; 12 - підігрівач; 13 - вихідна порожнина; 14 - поршень; 15 - вхідна порожнина; 16 - отвір; 17 - друга ступінь; 18 - дозатор; 19 - мембрана; 20 - пружина; 21 - з'єднувальний канал; 22, 23 - двоохплечий важіль; 24 - вихідна ступінь; 25 - мембрана; 26, 27 - газовий змішувач; 28, 29 - канал; 30 - керуюча порожнина; 31 - штовхач; 32 - двоохплечий важіль; 33 - клапан; 34 - пружина; 35 - патрубок; 36 - порожнина; 37 - порожнина; 38 - мембрана; 39 - сопло; 40 - підмембранна порожнина; 41 - надмембранна порожнина; 42 - тарувальна пружина; 43 - рухливий плунжер; 44 - жорсткий центр; 45 - дозуючий канал; 46 - дифузор; 47 - жиклер; 48 - малий дифузор; 49 - великий дифузор; 50 - порожнина; 51 - повітряний фільтр; 52 - проточка; 53 - первинна камера; 54 - вторинна камера; 55 - пружина; 56 - повітряний жиклер

Вихідний тиск P_1 редуктора високого тиску регулюють за допомогою пружини N_1 . Умова рівноваги сил, що діють на клапан РВТ, може бути представлено рівнянням:

$$(P_6 - P_1)f_{кл1}a_{кл1} + (P_1 - P_0)a_{м1}F_{м1} - (N_1 - c_{пр1}h_1) - c_{м1}h_1 = m_{\Sigma1}(d^2h/dt^2) \quad (9.1)$$

де P_6 - тиск газу в балоні; P_1 - тиск газу в першій ступені; $f_{кл1}$ - площа клапана; $a_{кл1}$ - активна частина клапана; P_0 - величина тиску в атмосферній порожнині; $a_{м1}$ - активна частина мембрани; $F_{м1}$ - площа мембрани; N_1 - зусилля пружини; $c_{пр1}$ - жорсткість пружини; h_1 - величина переміщення пружини; $c_{м1}$ - жорсткість мембрани.

Маса рухомих частин механізму ($m_{\Sigma1}$) включає масу клапана ($m_{кл}$), масу мембрани ($m_{м}$) і масу пружини ($m_{пр}$) і в загальному вигляді виглядає так:

$$m_{\Sigma1} = m_{кл} + m_{м} + 1/3m_{пр} \quad (9.2)$$

При закритому клапані вхідного ступеня редуктора високого тиску умова рівноваги сил, що діють на клапан РВТ:

$$(P_6 - P_1)f_{кл1}a_{кл1} + (P_1 - P_0)a_{м1}F_{м1} - (N_1 - c_{пр1}h_1) - c_{м1}h_1 = m_{\Sigma1}(d^2h/dt^2) \quad (9.3)$$

Перший доданок рівняння (6.175) являє собою зусилля від тиску з боку балона на редукуючий клапан, другий доданок – величина зусилля, яка передається в центр 10 мембрани в залежності від різниці тисків у вхідній 15 і атмосферної порожнинах. Третій доданок – це зусилля пружини 11, що діє в бік відкриття клапана. Четвертий доданок характеризує зусилля, обумовлене жорсткістю мембрани 9.

Після перетворення рівняння (9.3) вихідний тиск першої ступені обчислюють зі співвідношення:

$$P_1 = \frac{P_6 f_{кл1} a_{кл1} + P_0 a_{м1} F_{м1} - c_{пр1} h_1 - c_{м1} h_1 + N_1}{a_{м1} F_{м1} + f_{кл1} a_{кл1}} \quad (9.4)$$

Масова витрата газового палива може бути представлений залежністю:

$$G_{г1} = G_6 + G_{16} \quad (9.5)$$

де $G_{г1}$ - витрата газу першої ступені;

G_6 - маса газу в балоні;

G_{16} - залишок газу в балоні.

Прохідний переріз клапана можна виразити через поверхню умовного циліндра діаметром $d_{кл1}$ висотою h_1 :

$$f_{кл1} = \pi d_{кл1} h_1 \quad (9.6)$$

Висота підйому клапана редукуючої системи першого ступеня визначають за допомогою розрахунково-експериментальної залежності:

$$h_1 = a_1 G_{г1} / 2000 \mu_1 P_6 k_1 (\pi d_1) \quad (9.7)$$

Де a_1 - швидкість звуку в газовому середовищі, м/с; $G_{г1}$ - масова витрата газу, кг/с; μ_1 - коефіцієнт витрати; P_6 - тиск газу з боку балона, МПа; k_1 - коефіцієнт адіабати; d_1 - діаметр клапана першого ступеня, м.

Витрата газу G_1 , що проходить через перший ступінь редуктора, може бути представлена співвідношенням:

$$G_1 = \pi d_1 / 4 \mu_1 W_1 (dP_1 + 1) \quad (9.8)$$

Порядок виконання:

1. Ознайомитись із теоретичними відомостями.
2. Згідно вихідних даних (Додаток 8) визначити вихідний тиск та витрату газу, що проходить через першу ступінь редуктора.

Практична робота № 10
Розрахунок автомобільних газових балонів

Мета роботи: Вивчити методику розрахунку автомобільних газових балонів.

Теоретичні відомості

Балон являє собою циліндричний посудину зі сферичними днищами і горловиною. В основу розрахунку балона покладена циклічна його навантаженість. Розрахунок балона на міцність здійснюється шляхом порівняльного аналізу фактичних циклічних навантажень протягом певного періоду експлуатації до теоретичного.

Матеріал обичайки, днища і фланця являє собою «сталь ВстЗсп» або «сталь ВстЗсн». Допустима напруга матеріалу сталь ВстЗ при розрахунковій температурі $+45^{\circ}\text{C}$ становить $[\sigma] = 153 \text{ МПа}$.

Для всіх навантажених елементів балона повинна виконуватись умова:

$$U = \sum \frac{N}{[N]} \leq 1 \quad (10.1)$$

Де U - коефіцієнт лінійного сумування вошкоджень;

N – число циклів навантаження;

$[N]$ – допустиме число циклів навантаження

Допустиме число циклів навантаження визначається за формулою:

$$[N] = \frac{1}{n_N} \frac{A}{\sigma_A - B / n_{\sigma}} \left(\frac{2300 - t}{2300} \right)^2 \quad (10.2)$$

де n_N – коефіцієнт запасу міцності по числу циклів, рівний 10;

n_{σ} - коефіцієнт запасу міцності по напруженням, рівний 2;

t – розрахункова температура ($+45^{\circ}\text{C}$);

A – характеристика матеріалу, рівна $0,6 \cdot 10^5$;

σ_A – амплітуда напружень при навантаженні балона внутрішнім тиском;

B – характеристика матеріалу.

Характеристика матеріалу B може бути представлена залежністю:

$$B = 0,66\sigma_{B20} - 0,43\sigma_{T20}, \quad (10.3)$$

де σ_{B20} – тимчасовий опір і межа плинності матеріалу «сталь ВстЗ» при 20 °С про ($\sigma_{B20} = 460$ МПа; $\sigma_{T20} = 250$ МПа).

Визначають σ_A для з'єднання обичайки з фланцем, де під дією внутрішнього тиску виникають найбільші напруження:

$$\sigma_A = \frac{[\sigma]\xi\eta}{2} \left(\frac{\Delta P}{[P]} + \frac{\Delta F}{[F]} + \frac{\Delta M}{[M]} \right) + \frac{\eta}{2} (E\alpha\Delta T + (E_1\alpha_1 - E_2\alpha_2)\Delta T) \quad (10.5)$$

де $[\sigma] = 153$ МПа – допустиме напруження матеріалу обичайки при розрахунковій температурі + 45 °С;

$\xi = 1,5$ – коефіцієнт, що враховує тип зварного з'єднання;

$\eta = 3$ – коефіцієнт, що враховує місцеві напруження;

E – модуль пружності матеріалу балона ($2,1 \cdot 10^6$ кг/см²);

α_1 і α_2 – коефіцієнти, що визначаються згідно стандартів;

$\Delta P = 1,55$ МПа – розмах коливань робочого тиску.

Розмах коливань розтягуючого і стискаючого зусилля ΔF , розмах коливань згинального моменту ΔM розмах коливань різниці температур двох сусідніх точок стінки посудини ΔT_α дорівнюють нулю. Формула (10.5) набуде вигляду:

$$\sigma_A = \frac{[\sigma]\xi\eta}{2} \left(\frac{\Delta P}{[P]} \right). \quad (10.6)$$

Допустимий внутрішній надлишковий тиск $[P]$ для матеріалу обичайки може бути визначено за формулою :

$$[P] = \frac{2(S-C)\varphi[\sigma]}{D+(S-C)}, \quad (10.7)$$

де φ - коефіцієнт міцності зварних швів, рівний 0,9;

S - виконавча товщина стінки обичайки, рівна 3,9 мм;

C - сума надбавок до розрахункової товщини стінки для компенсації ерозії мінусового допуску на товщину листа, рівна 0,7 мм.

Газові балони, які випускаються для автомобілів і автобусів, що працюють на ЗНГ, розраховані на робочий тиск $P_{\text{роб}} = 1,6$ МПа і призначені для зберігання газового палива при температурі від -40 до $+40$ °С. Балони обладнані уніфікованою витратно-наповнювальною і контрольно-запобіжною арматурою.

Газовий балон у зборі являє собою посудину з циліндричною середньою частиною і сферичними днищами. Циліндрична частина виготовлена звареним з листової вуглецевої сталі, з поздовжнім швом. На передньому днище газового балона вантажних автомобілів встановлена уніфікована арматура: наповнювальний вентиль, витратні ventилі для газоподібної і рідкої фаз, запобіжний клапан, вентиль максимального рівня і датчик показчика рівня ЗНГ.

Для забезпечення роботи рухомого складу на ЗНГ в країні розроблений типорозмірний ряд газових балонів, в основу якого покладено обсяг, зовнішній діаметр D і довжина l газового балона. Типорозмірний ряд включає сім модифікацій газових балонів об'ємом 90-250 л. Зовнішній діаметр газових балонів змінюється в межах 360 ... 575 мм, а їх довжина – 800 ... 1300 мм.

Аналогічні технічні рішення прийняті за кордоном. Наприклад, типорозмірний ряд газових балонів для ЗНГ, що випускаються в Італії, включає дев'ять модифікацій газових балонів об'ємом 36-120 л. Їх зовнішній діаметр змінюється в межах 200 ... 360 мм, а довжина - 800 ... 1300 мм.

Порядок виконання:

1. Ознайомитись із теоретичними відомостями.
2. Визначити допустиме число циклів навантаження газового балона.

Додатки

Додаток 1.

Вихідні дані до практичної роботи №1

Варіант	d_c , мм	P_1 , атм	φ_V	$\lambda_{ст}$	T_1 , °C
1	4	15	0,82	0,89	15
2	4,5	16	0,83	0,9	16
3	5	17	0,84	0,91	17
4	5,5	18	0,85	0,92	18
5	6	19	0,86	0,93	19
6	6,5	20	0,87	0,94	20
7	7	21	0,88	0,95	21
8	7,5	22	0,89	0,96	22
9	8	23	0,9	0,97	23
10	8,5	24	0,91	0,98	24

Додаток 2.

Вихідні дані до практичної роботи №2

№ вар.	Конструкція 1-ї ступені редуктора	d_1 , мм	l_1 , мм	l_2 , мм
1	Рис. 2.1. а	5	10	50
2	Рис. 2.1. б	5	10	50
3	Рис. 2.1. в	5	10	55
4	Рис. 2.1. г	5	10	55
5	Рис. 2.1. а	8	12	60
6	Рис. 2.1. б	8	12	60
7	Рис. 2.1. в	8	12	65
8	Рис. 2.1. г	8	12	65
9	Рис. 2.1. а	10	14	70
10	Рис. 2.1. б	10	14	70

Додаток 3.

Вихідні дані до практичної роботи №3

№ вар.	l_1 , мм	l_2 , мм	P_0 , МПа
1	10	50	14
2	10	50	14
3	10	55	14,5
4	10	55	14,5
5	12	60	15
6	12	60	15
7	12	65	15,5
8	12	65	15,5
9	14	70	16
10	14	70	16

Додаток 4.

Вихідні дані до практичної роботи №4

Варіант	$d_{\text{кл}}$, мм	T_1 , °C
1	4	15
2	4,5	16
3	5	17
4	5,5	18
5	6	19
6	6,5	20
7	7	21
8	7,5	22
9	8	23
10	8,5	24

Додаток 5.

Вихідні дані до практичної роботи №5

 $p_6 = 1,6$ МПа $k = 1,16$ – парний варіант $k = 1,25$ – непарний варіант $\rho = 493 \text{ кг/м}^3$ – парний варіант $\rho = 573 \text{ кг/м}^3$ – непарний варіант

$$n_{max}=5600 \text{ об/хв}$$

$$\eta_v=0,8$$

$$V_h=1600 \text{ см}^3$$

$$\alpha=1,14$$

Додаток 6.

Вихідні дані до практичної роботи №6

Варіант	P_1 , МПа	$P_{зм}$, МПа
1	1,5	0,1
2	1,55	0,2
3	1,6	0,3
4	1,65	0,4
5	1,7	0,5
6	1,75	0,6
7	1,8	0,7
8	1,85	0,8
9	1,9	0,9
10	1,95	1

Додаток 7.

Вихідні дані до практичної роботи №7

Варіант	$G_{гmax}$, м ³ /год	T , °C	$D_{сер}$, мм	L_k , мм
1	150	15	20	35
2	155	16	20	36
3	160	17	22	37
4	165	18	22	38
5	170	19	23	39
6	175	20	23	40
7	180	21	24	41
8	185	22	24	42
9	190	23	25	44
10	195	24	25	45

Додаток 8.

Вихідні дані до практичної роботи №9

Варіант	W_1 , м ³ /год	P_1 , МПа	P_6 , МПа	G_6 , л	G_{16} , л
1	150	1,5	16	40	30
2	155	1,55	17	40	25
3	160	1,6	18	40	20
4	165	1,65	19	50	45
5	170	1,7	20	50	40
6	175	1,75	21	50	35
7	180	1,8	22	60	55
8	185	1,85	23	60	50
9	190	1,9	24	60	45
10	195	1,95	25	60	40

Додаток 9.

Вихідні дані до практичної роботи №10

Варіант	ΔP , МПа	ΔT , °C	ΔF , мм	ΔM , мм
1	5	15	1,5	16
2	6	15	1,55	17
3	7	16	1,6	18
4	8	16	1,65	19
5	9	17	1,7	20
6	10	17	1,75	21
7	11	18	1,8	22
8	12	18	1,85	23
9	13	19	1,9	24
10	14	19	1,95	25

Література

1. Ерохов В. И. Газобаллонные автомобили (конструкция, расчет, диагностика) : учебник для вузов. М. : Горячая линия – Телеком, 2012. 598 с. : ил.
2. Установка и эксплуатация газобаллонного оборудования автомобилей : учеб. пособие для нач. проф. образования / Ю. В. Панов. М. : Издательский центр «Академия». 2003. 160 с.
3. Газобаллонные автомобили / Е. Г. Григорьев, Б. Д. Колубаев, В. И. Ерохов и др. М. : Машиностроение, 1989. 216 с. : ил.
4. Лиханов В. А., Девятьяров Р. Р. Применение и эксплуатация газобаллонного оборудования : учебное пособие. Киров : Вятская ГСХА, 2006. 183 с.
5. Техническая эксплуатация газобаллонных автомобилей : учебное пособие / Н. Г. Певнев, А. П. Елгин, Л. Н. Бухаров, Под ред. Н. Г. Певнева. 2-е изд., перераб. и дополненное. Омск : Изд-во СибАДИ, 2010. 202 с.